

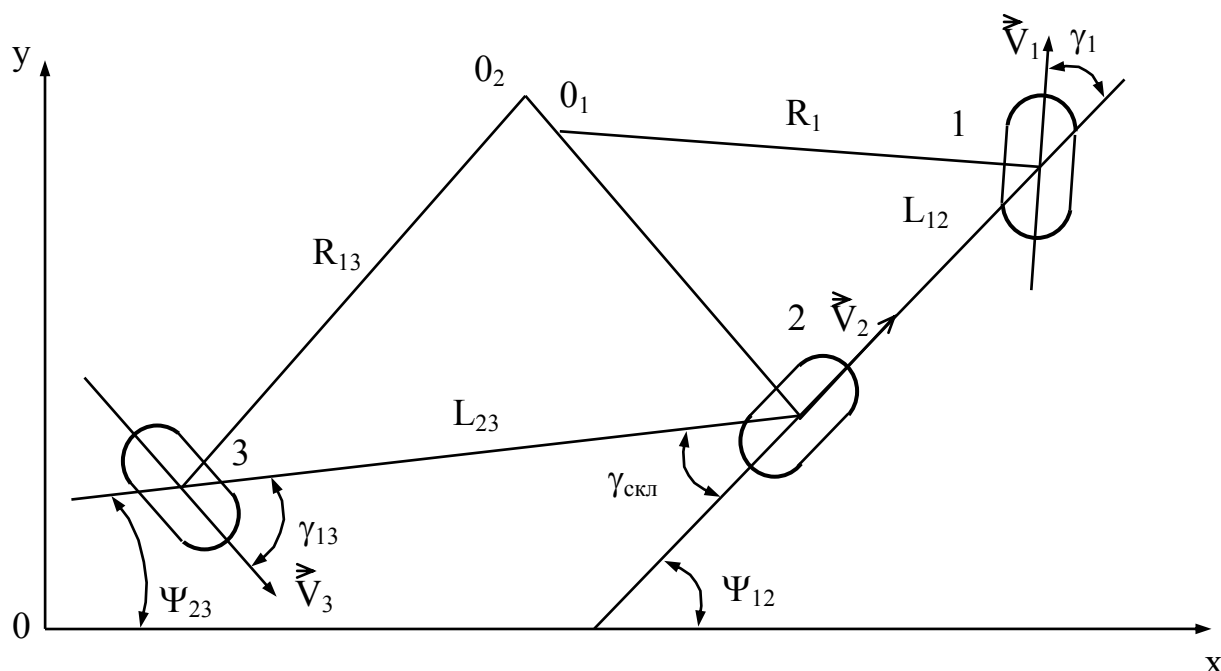
УДК 629.113

МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ АВТОПОЕЗДА С СИСТЕМОЙ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ С ЗАПАЗДЫВАНИЕМ

к.т.н. А.И. Пискачев, С.И. Нестеренко
(представил д.т.н., проф. В.С. Харченко)

В статье рассматриваются вопросы повышения маневренности автопоездов с управляемыми колесами полуприцепов путем введения системы управления их движением.

Седельный автопоезд с управляемыми колесами полуприцепа является сложной механической системой. Для описания естественным образом его криволинейного движения на повороте применяют математические модели, позволяющие оценить параметры маневренности этого транспортного средства. Автопоезд представляется в виде "велосипедной схемы" (рис.1.) без учета его массы с приведенными колесами тягача и полуприцепа.



© к.т.н. А.И. Пискачев, С.И. Нестеренко, 1998

Рисунок 1 - Велосипедная схема седельного автопоезда

Считаем, что агрегат движется по горизонтальной плоской поверхности без скольжения и проскальзывания колес. Основываясь на законах, изложенных в [1], запишем уравнение движения звеньев автопоезда при совершении поворота, изменения угловой скорости складывания тягача с поезд - прицепом и координат характерных точек автопоезда относительно неподвижной декартовой системы координат XOY :

$$\begin{aligned}\frac{d\psi_{12}}{ds} &= \frac{1}{L_{12}} \operatorname{tg} \gamma_1; \\ \frac{ds_3}{ds} &= \frac{\cos \gamma_{\text{скл}}}{\cos \gamma_3}; \\ \frac{d\psi_{23}}{ds} &= \frac{1}{L_{23}} \frac{\sin(\gamma_{\text{скл}} - \gamma_3)}{\cos \gamma_3}; \\ \frac{d\gamma_{\text{скл}}}{ds} &= \frac{d\psi_{12}}{ds} - \frac{d\psi_{23}}{ds}; \\ \frac{dx_3}{ds} &= \cos \psi_{12}; \\ \frac{dy_2}{ds} &= \sin \psi_{12}; \\ x_3 &= x_2 - L_{23} \cdot \cos \psi_{23}; \\ y_3 &= y_2 - -L_{23} \cdot \sin \psi_{23},\end{aligned}\tag{1}$$

где ψ_{12} - угол поворота рамы тягача относительно оси x ; L_{12} - длина рамы тягача; L_{23} - длина рамы полуприцепа; s_3 - путь, пройденный колесами полуприцепа; ds - длина пути, пройденного колесами тягача; $\gamma_{\text{скл}}$ - угол складывания тягача с полуприцепом; ψ_{23} - угол поворота рамы полуприцепа относительно оси x ; γ_3 - угол поворота колес полуприцепа относительно его рамы; γ_1 - угол поворота передних, управляемых колес тягача относительно его рамы; x_2, y_2, x_3, y_3 - координаты соответственно точек 2 и 3 на неподвижных осях Ox, Oy .

Угол γ_1 задается водителем в зависимости от вида траектории дороги, по которой движется автопоезд. Если считать, что γ_1 детерминированная переменная, то ее значения изменятся в соответствии с уравнением кривой, которая описывает конфигурацию дороги. Таким образом, значения

угла γ_1 зависят от того, какой вид маневра тягача моделируется. Сложнее решается вопрос с изменением угла γ_3 . Для уменьшения энергозатрат, улучшения продвигимости и поворотливости автопоезда необходимо так управлять колесами полуприцепа, задавая угол γ_3 , чтобы колеса полуприцепа двигались по колее колес тягача, например, задних. Осуществить движение "след в след" можно с помощью системы управления, которая реализует известный закон управления: поворот колес ведомого звена производится с учетом текущего значения угла $\psi_{23}(s)$ и значений углов $\gamma_{скл}(s - L_{23})$, $\psi_{23}(s - L_{23})$, измеренных в точке, отстоящей по траектории задних колес тягача от точки измерения на величину L_{23} . Тогда теоретический требуемый угол поворота колес полуприцепа $\gamma_3(s)$ определяется согласно зависимости

$$\bar{\gamma}_3(s) = \gamma_{скл}(s - L_{23}) + \psi_{23}(s - L_{23}) - \psi_{23}(s). \quad (2)$$

Поворот колес полуприцепа выполняет привод поворота колес. При поступлении на него входного сигнала он отрабатывает его исполнение с коэффициентом передачи звена "к" в соответствии с неходовой функцией звена за время, которое является характеристикой привода [2]. Исследования, проведенные рядом авторов, показали, что работа гидропривода поворота колес может быть описана с помощью следующего уравнения

$$T^2 \ddot{\gamma}_3 = 2eT \dot{\gamma}_3 + \gamma_3 = k\bar{\gamma}_3, \quad (3)$$

где T - постоянная гидропривода; $\ddot{\gamma}_3$ - угловое ускорение поворота колес полуприцепа действительное; ξ - коэффициент демпфирования; $\dot{\gamma}_3$ - угловая скорость поворота колес; γ_3 - угол поворота колес полуприцепа действительный; k - передаточное отношение гидропривода.

После преобразования уравнение (3) с учетом (2) запишем как

$$\frac{d^2 \gamma_3}{dt^2} = \frac{k}{T^2} \bar{\gamma}_3 - 2\frac{\xi}{T} \cdot \frac{d\gamma_3}{dt} - \frac{1}{T^2} \gamma_3. \quad (4)$$

Следовательно, окончательно математическая модель с учетом (1), (2) и (4) будет иметь вид

$$\begin{aligned}
\frac{d\psi_{12}}{ds} &= \frac{1}{L_{12}} \operatorname{tg} \gamma_1; \\
\frac{ds_3}{ds} &= \frac{\cos \gamma_{\text{скл}}}{\cos \gamma_3}; \\
\frac{d\psi_{23}}{ds} &= \frac{1}{L_{23}} \cdot \frac{\sin(\gamma_{\text{скл}} - \gamma_3)}{\cos \gamma_3}; \\
\frac{d\gamma_{\text{скл}}}{ds} &= \frac{d\psi_{12}}{ds} - \frac{d\psi_{23}}{ds}; \\
\frac{dx_2}{ds} &= \cos \psi_{12}; \\
\frac{dy_2}{ds} &= \sin \psi_{12}; \\
x_3 &= x_2 - L_{23} \cdot \cos \psi_{23}; \\
\bar{\gamma}_3(s) &= \gamma_{\text{скл}}(s - L_{23}) + \psi_{23}(s - L_{23}) - \psi_{23}(s); \\
\frac{d^2\gamma_3}{dt^2} &= \frac{k}{T^2} \bar{\gamma}_3 - 2 \frac{\xi}{T} \cdot \frac{d\gamma_3}{dt} - \frac{1}{T^2} \gamma_3.
\end{aligned}$$

Проанализировав переменные, входящие в систему (5) нетрудно увидеть что

$$\psi_{12} = f(s); \quad \psi_{23} = S(s); \quad \gamma_{\text{скл}} = f(s); \quad x_2 = f(s); \quad y_2 = f(s); \quad x_3 = f(s);$$

$$y_3 = f(s); \quad \bar{\gamma}_3 = f(s); \quad \gamma_3 = f(t).$$

Для исследования такой модели необходимо воспользоваться имитационным методом с использованием ЭВМ. Разработаем алгоритм определения параметров движения агрегата на повороте и зададим длину исследуемого пути $S_{\text{зад}}$ (рис 2). Поскольку дифференциальные уравнения, системы (5) нелинейные, то для вычисления параметров движения автопоезда воспользуемся численным методом интегрирования (Рунге - Кута). При решении этой задачи важно правильно задать значение шага ds , имитирующего срабатывание датчика пути, пройденного колесами полуприцепа. Чем меньше значение ds , тем меньше погрешность результатов численного интегрирования. Однако уменьшение ds приводит к увеличению объема вычислений, который необходимо проделать. Это может вызвать ограничение на допустимую скорость движения автопоезда на повороте. Ре-

зультаты исследования движения седельного автопоезда на неустановившемся повороте показывают, что шаг интегрирования можно увеличить в соответствии с длиной полуприцепа.

Описанный алгоритм математического моделирования управляемого движения позволяет разрабатывать системы управления, обеспечивающие минимальное расходование траекторий колес тягача и полуприцепа и точность поворота колес с помощью реального гидропривода.



Рисунок 2 - Алгоритм вычисления параметров движения седельного автопоезда с учетом запаздывания по пути

ЛИТЕРАТУРА

1. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоездов. - Москва: Транспорт, 1967. - 254 с.
2. Бессенерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. - М.: Наука, 1972. - 768 с.